

CLIPPEDIMAGE= JP02001105919A

PAT-NO: JP02001105919A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 2001105919 A

TITLE: CONTROL DEVICE FOR FRONT AND REAR WHEEL DRIVEN  
VEHICLE

PUBN-DATE: April 17, 2001

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

MIKAMI, TSUYOSHI

COUNTRY

N/A

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

TOYOTA MOTOR CORP

COUNTRY

N/A

APPL-NO: JP11287931

APPL-DATE: October 8, 1999

INT-CL (IPC): B60K017/356;B60K017/348

ABSTRACT:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a control device for a front and rear wheel driven vehicle for maintaining the power driving performance of the vehicle even during traction control when a motor for driving a rear wheel is feedback controlled.

SOLUTION: Since a torque distribution ratio  $R_r$  between a front wheel and a rear wheels is feedback controlled by a torque distribution feedback control means 136 so that an actual slip rate  $S$  between the front and rear wheels can be a target slip rate  $S_0$ , proper torque distribution is given to the front and rear wheels of the front and rear wheel driven vehicle. Since

feedback control  
operation by the torque distribution feedback control means  
136 is changed  
between the execution and non-execution of traction control  
by a feedback  
control operation changing means 142, controlled variables  
for a RMG 70 are  
maintained and the power driving performance of the vehicle  
is obtained even  
when the driving force is restricted for reducing the slip  
of the front wheels  
66, 68 driven by an engine 14 with the execution of the  
traction control.

COPYRIGHT: (C)2001,JPO

10/677-477 a.13.04

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2001-105919

(P2001-105919A)

(43) 公開日 平成13年4月17日 (2001.4.17)

(51) Int.Cl.

識別記号

F I

ターム(参考)

B 6 0 K 17/356

B 6 0 K 17/356

3 D 0 4 3

17/348

17/348

B

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 10 頁)

(21) 出願番号

特願平11-287931

(22) 出願日

平成11年10月8日 (1999.10.8)

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 三上 強

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(74) 代理人 100085361

弁理士 池田 治幸 (外2名)

Fターム(参考) 3D043 AA01 AB17 EA02 EA05 EA11

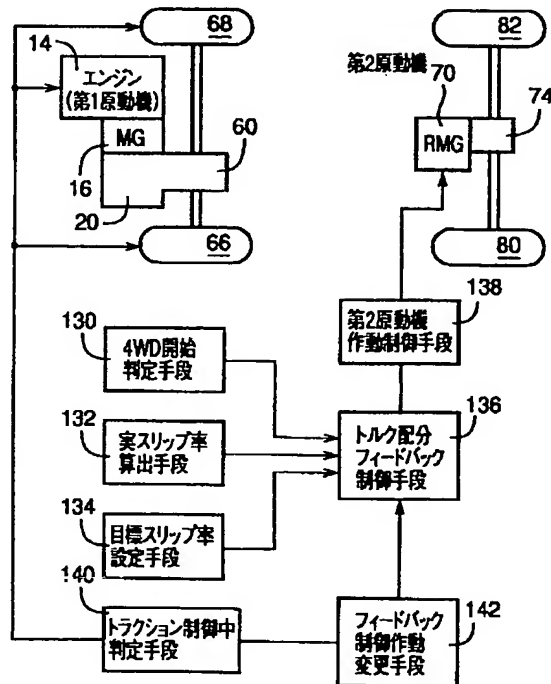
EE07 EF14 EF21

(54) 【発明の名称】 前後輪駆動車両の制御装置

(57) 【要約】

【課題】 後輪を駆動する原動機がフィードバック制御される場合に、トラクション制御中においても車両の動力性能が得られる前後輪駆動車両の制御装置を提供する。

【解決手段】 トルク配分フィードバック制御手段136により、前後輪間の実スリップ率 $S$ が目標スリップ率 $S^0$ となるように前輪および後輪のトルク配分比 $R_r$ がフィードバック制御されるので、前後輪駆動車両の前後輪において適切なトルク配分とされる。また、フィードバック制御動作変更手段142により、トラクション制御の実行中と非実行中との間において、前記トルク配分フィードバック制御手段136によるフィードバック制御動作が変更されるので、トラクション制御の実行によりエンジン14により駆動される前輪66、68のスリップを小さくするためにその駆動力が抑制されても、R MG 70に対する制御操作量が確保されて車両の動力性能が得られる。



## 【特許請求の範囲】

1 【請求項1】 前輪および後輪の一方を駆動する第1原動機と、他方の車輪を駆動する第2原動機と、該一方の車輪のスリップ率を該一方の車輪の目標スリップ率領域内とするために該一方の車輪の駆動力を低減させるトラクション制御手段とを備えた前後輪駆動車両の制御装置であって、

前後輪間の実スリップ状態が前後輪間の目標スリップ状態となるように、前輪および後輪のトルク配分をフィードバック制御するトルク配分フィードバック制御手段と、

前記トラクション制御手段によるトラクション制御の実行中と非実行中とにおいて、前記トルク配分フィードバック制御手段によるフィードバック制御動作を変更するフィードバック制御動作変更手段とを、含むことを特徴とする前後輪駆動車両の制御装置。

2 【請求項2】 前記フィードバック制御動作変更手段は、前記トラクション制御の実行中は、前記トルク配分フィードバック制御手段によるフィードバック制御の制御偏差値、または該制御偏差値を算出するための制御目標値および実値の少なくとも一方を変更するものである請求項1の前後輪駆動車両の制御装置。

3 【請求項3】 前記フィードバック制御動作変更手段は、前記トラクション制御の実行中は、前記トルク配分フィードバック制御手段により用いられるフィードバック制御式のフィードバックゲインを変更するものである請求項1の前後輪駆動車両の制御装置。

4 【請求項4】 前記フィードバック制御動作変更手段は、前記トラクション制御の実行中は、前記トルク配分フィードバック制御手段により用いられるフィードバック制御式から得られた制御出力値を変更するものである請求項1の前後輪駆動車両の制御装置。

5 【請求項5】 前記トラクション制御手段は、前記第1原動機を制御して一方の車輪の駆動力を低減するものである請求項1の前後輪駆動車両の制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、前輪および後輪の一方を駆動する第1原動機と他方の車輪を駆動する第2原動機とを備えた前後輪駆動車両の制御装置に関するものである。

## 【0002】

【従来の技術】前輪を第1原動機として機能するエンジンにより駆動し、後輪を第2原動機として機能するモータで駆動するようにした4輪駆動車両において、車輪のスタック時や凍結路のように路面摩擦係数が低い時などにおいてモータにより後輪を駆動させて4輪駆動状態としたり、前輪のスリップ時にエンジンの出力を低下させることよりその前輪のスリップを抑制するトラクション制御の実行時において、それまで後輪を駆動していたモ

ータの制御を変更する4輪駆動車両の制御装置が知られている。たとえば、特開平7-117512号公報に記載された4輪駆動車両の制御装置がそれである。

## 【0003】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記従来の制御装置では、モータは目標回転速度に追従して駆動されるようにフィードバック制御されておらず、4輪駆動車両の後輪を駆動するモータを必ずしも適切に駆動制御することができないおそれがあった。また、後輪を駆動するモータがたとえフィードバック制御されたとしても、トラクション制御に起因して必ずしも十分な車両の駆動力が得られない場合があるという不都合があった。

【0004】本発明は以上の事情を背景として為されたもので、その目的とするところは、前後輪の他方の車輪を駆動する原動機がフィードバック制御される場合に、一方の車輪のトラクション制御中においても車両の動力性能が得られる前後輪駆動車両の制御装置を提供することにある。

## 20 【0005】

【課題を解決するための手段】かかる目的を達成するための本発明の要旨とするところは、前輪および後輪の一方を駆動する第1原動機と、他方の車輪を駆動する第2原動機と、その一方の車輪のスリップ率を一方の車輪の目標スリップ率領域内とするために一方の車輪の駆動力を低減させるトラクション制御手段とを備えた前後輪駆動車両の制御装置であって、(a) 前後輪間の実スリップ状態が前後輪間の目標スリップ状態となるように、前輪および後輪のトルク配分を制御するトルク配分フィードバック制御手段と、(b) 前記トラクション制御手段によるトラクション制御の実行中と非実行中とにおいて、前記トルク配分フィードバック制御手段によるフィードバック制御動作を変更するフィードバック制御動作変更手段とを、含むことにある。

## 【0006】

【発明の効果】このようにすれば、トルク配分フィードバック制御手段により前後輪間の実スリップ状態が前後輪間の目標スリップ状態となるように前輪および後輪のトルク配分がフィードバック制御されるので、前後輪駆動車両の前後輪において適切なトルク配分とされる。また、フィードバック制御動作変更手段により、トラクション制御の実行中と非実行中との間において、前記トルク配分フィードバック制御手段によるフィードバック制御動作が変更されるので、トラクション制御の実行により第1原動機により駆動される車輪のスリップを小さくするためにその駆動力が抑制されても、第2原動機に対する制御操作量が確保されて車両の動力性能が得られる。

## 【0007】

【発明の他の態様】ここで、好適には、前記トルク配

フィードバック制御手段から出力されたトルク配分に基  
づいて第2原動機を作動させる第2原動機作動制御手段  
が設けられる。このようにすれば、第2原動機が作動さ  
せられることにより、実際のスリップ率を目標スリップ  
率とするための車両のトルク配分が達成される。

【0008】また、好適には、前記フィードバック制御  
作動変更手段は、前記トラクション制御の実行中におい  
て、前記トルク配分フィードバック制御手段によるフィ  
ードバック制御の制御偏差値、または該制御偏差値を算  
出するための制御目標値および実際値の少なくとも一方  
を、第2原動機により駆動される他方の車輪のトルク分  
担率を上昇させるように変更するものである。このよう  
にすれば、トルク配分フィードバック制御手段の制御偏  
差値、またはその制御偏差値を算出するための制御目標  
値および実際値の少なくとも一方が、第2原動機により  
駆動される他方の車輪のトルク分担率を上昇させるよう  
に変更されるので、トラクション制御手段によるトラク  
ション制御の実行中においても、第2原動機に対する制  
御操作量が確保されて車両の動力性能が得られる。

【0009】また、好適には、前記フィードバック制御  
作動変更手段は、前記トラクション制御の実行中は、前  
記トルク配分フィードバック制御手段により用いられる  
フィードバック制御式のフィードバックゲインを、第2  
原動機により駆動される他方の車輪のトルク分担率を上  
昇させるように変更するものである。このようにすれ  
ば、トルク配分フィードバック制御手段のフィードバッ  
クゲイン目標が、第2原動機により駆動される他方の車  
輪のトルク分担率を上昇させるように変更されるので、  
トラクション制御手段によるトラクション制御の実行中  
においても、第2原動機に対する制御操作量が確保され  
て車両の動力性能が得られる。

【0010】また、好適には、前記フィードバック制御  
作動変更手段は、前記トラクション制御の実行中は、前  
記トルク配分フィードバック制御手段により用いられる  
フィードバック制御式から得られた制御出力値を、第2  
原動機により駆動される他方の車輪のトルク分担率を上  
昇させるように変更するものである。このようにすれ  
ば、フィードバック制御式から得られた制御出力値が第  
2原動機により駆動される他方の車輪のトルク分担率を  
上昇させるように変更されるので、トラクション制御手  
段によるトラクション制御の実行中においても、第2原  
動機に対する制御操作量が確保されて車両の動力性能が  
得られる。

【0011】また、好適には、前記トラクション制御  
は、たとえば圧雪路や凍結路のような低 $\mu$ 路の発進時  
において、第1原動機の出力および／または一方の車両  
の駆動力を低減するものである。このようにすれば、第1  
原動機の出力および／または一方の車輪の制動力が制御  
されるトラクション制御中において、前記トルク配分フ  
ィードバック制御手段によるフィードバック制御の作動

が変更される。

【0012】

【発明の好適な実施の形態】以下、本発明の実施例を図  
面を参照しつつ詳細に説明する。

【0013】図1は、本発明が適用された4輪駆動車両  
すなわち前後輪駆動車両の動力伝達装置の構成を説明す  
る骨子図である。この前後輪駆動車両は、前輪系を第1  
原動機を備えた第1駆動装置すなわち主駆動装置10に  
て駆動し、後輪系を第2原動機を備えた第2駆動装置す  
なわち副駆動装置12にて駆動する形式の車両である。

【0014】上記主駆動装置10は、空気および燃料の  
混合気が燃焼させられることにより作動させられる内燃  
機関であるエンジン14と、電気モータおよび発電機と  
して選択的に機能するモータジェネレータ（以下、MG  
という）16と、ダブルピニオン型の遊星歯車装置18  
と、変速比が連続的に変化させられる無段変速機20と  
を同心に備えている。上記エンジン14は第1原動機す  
なわち主原動機として機能している。上記エンジン14  
は、その吸気配管の吸入空気量を制御するスロットル弁  
の開度 $\theta_{TH}$ を変化させるためにそのスロットル弁を駆動  
するスロットルアクチュエータ21を備えている。

【0015】上記遊星歯車装置18は、機械的に力を合  
成し或いは分配する合成分配機構であって、共通の軸心  
まわりに独立して回転可能に設けられた3つの回転要  
素、すなわち上記エンジン14にダンパ装置22を介し  
て連結されたサンギヤ24と、第1クラッチC1を介し  
て無段変速機20の入力軸26に連結され且つ上記MG  
16の出力軸が連結されたキャリア28と、第2クラッ  
チC2を介して無段変速機20の入力軸26に連結され  
且つブレーキB1を介して非回転部材たとえばハウジン  
グ30に連結されるリングギヤ32とを備えている。上  
記キャリア28は、サンギヤ24およびリングギヤ32  
とかみ合い且つ相互にかみ合う1対のピニオン（遊星歯  
車）34および36を、それらの自転可能に支持してい  
る。上記第1クラッチC1、第2クラッチC2、ブレー  
キB1は、いずれも互いに重ねられた複数枚の摩擦板が  
油圧アクチュエータによって押圧されることにより係合  
させられたり、その押圧解除により解放されたりする油  
圧式摩擦係合装置である。

【0016】上記遊星歯車装置18とそのキャリア28  
に連結されたMG16は、エンジン14の作動状態すな  
わちサンギヤ24の回転状態においてMG16の発電量  
を逐次増加させることすなわちMG16の回転駆動トル  
クである反力が逐次大きくなるようにキャリア28に発  
生させられることにより、リングギヤ32の回転数を滑  
らかに増加させて車両の滑らかな発進加速を可能とする  
電気トルコン（ETC）装置を構成している。このと  
き、遊星歯車装置18のギヤ比 $\rho$ （サンギヤ24の歯数  
／リングギヤ32の歯数）がたとえば一般的な値である  
0.5とすると、リングギヤ32のトルク：キャリア2

5  
8のトルク：サンギヤ24のトルク $=1/\rho:(1-\rho)/\rho:1$ の関係から、エンジン14のトルクが $1/\rho$ 倍たとえば2倍に増幅されて無段変速機20へ伝達されるので、トルク増幅モードと称される。

【0017】また、上記無段変速機20は、入力軸26および出力軸38にそれぞれ設けられた有効径が可変の1対の可変アーリ40および42と、それら1対の可変アーリ40および42に巻き掛けられた無端環状の伝動ベルト44とを備えている。それら1対の可変アーリ40および42は、入力軸26および出力軸38にそれぞれ固定された固定回転体46および48と、その固定回転体46および48との間にV溝を形成するように入力軸26および出力軸38に対して軸心方向に移動可能且つ軸心まわりに相対回転不能に取付られた可動回転体50および52と、それら可動回転体50および52に推力を付与して可変アーリ40および42の掛かり径すなわち有効径を変化させることにより変速比 $\gamma$ (=入力軸回転速度/出力軸回転速度)を変更する1対の油圧シリンダ54および56とを備えている。

【0018】上記無段変速機20の出力軸38から出力されたトルクは、減速装置58、差動歯車装置60、および1対の車軸62、64を介して1対の前輪66、68へ伝達されるようになっている。本実施例では、前輪66、68の舵角を変更する操舵装置が省略されている。

【0019】前記副駆動装置12は、第2原動機すなわち副原動機として機能するリモータジェネレータ(以下、RMGという)70を備え、そのRMG70から出力されたトルクは、減速装置72、差動歯車装置74、および1対の車軸76、78を介して1対の後輪80、82へ伝達されるようになっている。

【0020】図2は、前記主駆動装置10の遊星歯車装置18を種々の作動モードに切り換えるための油圧制御回路の構成を簡単に示す図である。運転者によりP、R、N、D、Bの各レンジ位置へ操作されるシフトレバー90に機械的に連結されたマニュアル弁92は、シャトル弁93を利用しつつ、シフトレバー90の操作にตอบสนองして、Dレンジ、Bレンジ、Rレンジにおいて第1クラッチC1の係合圧を調圧する第1調圧弁94を図示しないオイルポンプから出力された元圧を供給し、Dレンジ、BレンジにおいてクラッチC2の係合圧を調圧する第2調圧弁95へ元圧を供給し、Nレンジ、Pレンジ、RレンジにおいてブレーキB1の係合圧を調圧する第3調圧弁96へ元圧を供給する。上記第2調圧弁95、第3調圧弁96は、ハイブリッド制御装置104によって駆動されるリニヤソレイド弁97からの出力信号に従って第2クラッチC2およびブレーキB1の係合圧を制御し、第1調圧弁94は、ハイブリッド制御装置104によってデューティ駆動される三方弁である電磁開閉弁98からの出力信号に従って第1クラッチC1の係合圧

を制御する。

【0021】図3は、本実施例の前後輪駆動車両に設けられた制御装置の構成を説明する図である。エンジン制御装置100、変速制御装置102、ハイブリッド制御装置104、蓄電制御装置106、ブレーキ制御装置108は、CPU、RAM、ROM、入出力インターフェースを備えた所謂マイクロコンピュータであって、CPUはRAMの一時記憶機能を利用しつつ予めROMに記憶されたプログラムに従って入力信号を処理し、種々の制御を実行する。また、上記の制御装置は、相互に通信可能に接続されており、所定の制御装置から必要な信号が要求されると、他の制御装置からその所定の制御装置へ適宜送信されるようになっている。

【0022】エンジン制御装置100は、エンジン14のエンジン制御を実行する。例えば、燃料噴射量制御のために図示しない燃料噴射弁を制御し、点火時期制御のために図示しないイグナイタを制御し、トラクション制御ではスリップ中の前輪66、68が路面をグリップするようにエンジン14の出力を一時的に低下させるためにスロットルアクチュエータ21を制御する。

【0023】上記変速制御装置102は、たとえば、無段変速機20の伝動ベルト44の張力が必要かつ十分な値となるように予め設定された関係から、実際の変速比 $\gamma$ および伝達トルクすなわちエンジン14およびMG16の出力トルクに基づいて、ベルト張力圧を調圧する調圧弁を制御し、伝動ベルト44の張力を最適な値とするとともに、エンジン14が最小燃費率曲線或いは最適曲線に沿って作動するように予め記憶された関係から、実際の車速Vおよびエンジン負荷たとえばスロットル開度 $\theta$ として表現されるスロットル弁開度 $\theta_{TH}$ 或いはアクセルペダル操作量Accに基づいて目標変速比 $\gamma_0$ を決定し、実際の変速比 $\gamma$ がその目標変速比 $\gamma_0$ と一致するように無段変速機20の変速比 $\gamma$ を制御する。

【0024】また、上記エンジン制御装置100および変速制御装置102は、たとえば図4に示す最良燃費運転線に沿ってエンジン14の作動点すなわち運転点が移動するように、たとえば上記スロットルアクチュエータ21や燃料噴射量を制御するとともに無段変速機20の変速比 $\gamma$ を変更する。また、ハイブリッド制御装置104からの指令に応じて、上記エンジン14の出力トルク $T_E$ または回転数 $N_E$ を変更するために上記スロットルアクチュエータ21や変速比 $\gamma$ を変更し、エンジン14の運転点を移動させる。

【0025】上記ハイブリッド制御装置104は、電池などから成る蓄電装置112からMG16に供給される駆動電流或いはそのMG16から蓄電装置112へ出力される発電電流を制御するインバータ114を制御するためのMG制御装置116と、蓄電装置112からRMG70に供給される駆動電流或いはそのRMG70から蓄電装置112へ出力される発電電流を制御するインバ

ータ118を制御するためのRMG制御装置120とを含み、シフトレバー90の操作位置 $P_{SH}$ 、スロットル（アクセル）開度 $\theta$ （アクセルペダル122の操作量 $A_{cc}$ ）、車速 $V$ 、蓄電装置112の蓄電量SOCに基づいて、たとえば図5に示す複数の運転モードのうちからいずれか1つの選択を行うとともに、スロットル開度 $\theta$ 、ブレーキペダル124の操作量 $B_f$ に基づいて、MG16或いはRMG70の発電に必要なトルクにより制動力を発生させるトルク回生制動モード、或いはエンジン14の回転抵抗トルクにより制動力を発生させるエンジンブレーキモードを選択する。

【0026】シフトレバー90がBレンジ或いはDレンジへ操作された場合、たとえば比較的低負荷の発進或いは定速走行ではモータ走行モードが選択され、第1クラッチC1が係合させられ且つ第2クラッチC2およびブレーキB1が共に解放されることにより、専らMG16により車両が駆動される。なお、このモータ走行モードにおいて、蓄電装置112の蓄電量SOCが予め設定された下限値を下回った不足状態となった場合や、駆動力をさらに必要とするためにエンジン14を始動させる場合には、上記ETCモード或いは直結モードへ切り換えられて、それまでの走行を維持しながらMG16或いはRMG70が駆動され、そのMG16或いはRMG70により蓄電装置112が充電される。

【0027】また、比較的中負荷走行または高負荷走行では直結モードが選択され、第1クラッチC1および第2クラッチC2が共に係合させられ且つブレーキB1が解放されることにより遊星歯車装置18が一体的に回転させられ、専らエンジン14によりまたはそのエンジン14およびMG16により車両が駆動されたり、或いは専らエンジン14により車両が駆動されると同時にMG16により蓄電装置112の充電が行われる。この直結モードでは、サンギヤ24の回転数即ちエンジン回転数 $N_E$  (rpm) とキャリヤ部材28の回転数すなわちMG16の回転数 $N_{MG}$  (rpm) とリングギヤ32の回転数即ち無段変速機20の入力軸26の回転速度 $N_{IN}$  (rpm) とは同じ値であるから、二次元平面内において3本の回転数軸（縦軸）すなわちサンギヤ回転数軸S、リングギヤ回転数軸R、およびキャリヤ回転数軸Cと変速比軸（横軸）とから描かれる図6の共線図では、たとえば1点鎖線に示されるものとなる。なお、図6において、上記サンギヤ回転数軸Sとキャリヤ回転数軸Cとの間隔は1に対応し、リングギヤ回転数Rとキャリヤ回転数軸Cとの間隔はダブルピニオン型遊星歯車装置18のギヤ比 $\rho$ に対応している。

【0028】また、たとえば発進加速走行では、ETCモードすなわちトルク増幅モードが選択され、第2クラッチC2が係合させられ且つ第1クラッチC1およびブレーキB1が共に解放された状態でMG16の発電量（回生量）すなわちそのMG16の反力（MG16を回

転させる駆動トルク）が徐々に増加させられることにより、エンジン14が所定の回転数に維持された状態で車両が滑らかに零発進させられる。このようにエンジン14によって車両およびMG16が駆動される場合には、エンジン14のトルクが $1/\rho$ 倍たとえば $\rho=0.5$ とすると2倍に増幅されて無段変速機20へ伝達される。すなわち、MG16の回転数 $N_{MG}$ が図6のA点（負の回転速度すなわち発電状態）である場合には、無段変速機20の入力軸回転数 $N_{IN}$ は零であるため車両は停止しているが、図6の破線に示すように、そのMG16の発電量が増加させられてその回転数 $N_{MG}$ がその正側のB点へ変化させられることにもなって無段変速機20の入力軸回転数 $N_{IN}$ が増加させられて、車両が発進させられるのである。

【0029】シフトレバー90がNレンジ或いはPレンジへ操作された場合、基本的にはニュートラルモード1または2が選択され、第1クラッチC1、第2クラッチC2、およびブレーキB1が共に解放され、遊星歯車装置18において動力伝達経路が解放される。この状態において、蓄電装置112の蓄電量SOCが予め設定された下限値を下回った不足状態となった場合などにおいては、充電・エンジン始動モードとされ、ブレーキB1が係合させられた状態で、MG16によりエンジン14が始動させられる。シフトレバー90がRレンジへ操作された場合、たとえば軽負荷後進走行ではモータ走行モードが選択され、第1クラッチC1が係合させられるとともに第2クラッチC2およびブレーキB1が共に解放されることにより、専らMG16により車両が後進走行させられる。しかし、たとえば中負荷或いは高負荷後進走行ではフリクション走行モードが選択され、第1クラッチC1が係合させられ且つ第2クラッチC2が解放されるとともに、ブレーキB1がスリップ係合させられる。これにより、車両を後進させる駆動力としてMG16の出力トルクにエンジン14の出力トルクが加えられる。

【0030】また、前記ハイブリッド制御装置104は、前輪66、68の駆動力に従った車両の発進時或いは急加速時において、車両の駆動力を一時的に高めるために、所定の駆動力配分比に従ってRMG70を動作させ、後輪80、82からも駆動力を発生させる高 $\mu$ 路アシスト制御や、凍結路、圧雪路のような低摩擦係数路（低 $\mu$ 路）における発進走行時において、車両の発進能力を高めるために、RMG70により後輪80、82を駆動すると同時に、たとえば無段変速機20の変速比 $\tau$ を低くさせて前輪66、68の駆動力を低下させる低 $\mu$ 路アシスト制御を実行する。

【0031】蓄電制御装置106は、電池、コンデンサなどの蓄電装置112の蓄電量SOCが予め設定された下限値SOC<sub>D</sub>を下回った場合には、MG16或いはRMG70により発電された電気エネルギーで蓄電装置112を充電あるいは蓄電するが、蓄電量SOCが予め設定



された上限値SOC<sub>U</sub>を上まわった場合には、そのMG 16或いはRMG 70からの電気エネルギーで充電することを禁止する。また、上記蓄電に際して、蓄電装置112の温度T<sub>B</sub>の関数である電力或いは電気エネルギーの受入制限値W<sub>IN</sub>と持出制限値W<sub>OUT</sub>との間の範囲を、実際の電力見込み値P<sub>b</sub>〔=発電電力P<sub>HG</sub>+消費電力P<sub>RHG</sub>(負)〕が越えた場合には、その受入れ或いは持ち出しを禁止する。

【0032】ブレーキ制御装置108は、たとえばTRC(トラクション)制御、ABS制御、VSC制御などを実行し、低μ路などにおける発進走行時、制動時、旋回時の車両の安定性を高めたり或いは牽引力を高めるために、油圧ブレーキ制御回路を介して各車輪66、68、80、82に設けられたホイールブレーキ66<sub>WB</sub>、68<sub>WB</sub>、80<sub>WB</sub>、82<sub>WB</sub>を制御する。たとえば、TRC制御では、各車輪に設けられた回転センサからの信号に基づいて、車輪車速(車輪回転速度に基づいて換算される車体速度)たとえば右前輪車輪車速V<sub>FR</sub>、左前輪車輪車速V<sub>FL</sub>、右後輪車輪車速V<sub>RR</sub>、左後輪車輪車速V<sub>RL</sub>、前輪車速〔=(V<sub>FR</sub>+V<sub>FL</sub>)/2〕、後輪車速〔=(V<sub>RR</sub>+V<sub>RL</sub>)/2〕、および車体車速(V<sub>FR</sub>、V<sub>FL</sub>、V<sub>RR</sub>、V<sub>RL</sub>のうちの最も遅い速度)を算出する一方で、たとえば主駆動輪である前輪車速と非駆動輪である後輪車速との差であるスリップ速度ΔVが予め設定された制御開始判断基準値ΔV<sub>1</sub>を越え、前輪にスリップ判定をし、且つスリップ率R<sub>s</sub>〔=(ΔV/V<sub>F</sub>)×100%〕が予め設定された前輪の目標スリップ率R<sub>s1</sub>内に入るようにスロットルアクチュエータ21によりスロットル開度θを低下させ、エンジン14の出力トルクを低下させ、MG 16の出力トルクを低下させると同時にホイールブレーキ66<sub>WB</sub>、68<sub>WB</sub>などを用いて前輪66、68の駆動力を低下させる。また、ABS制御では、制動時において、各車輪のスリップ率が所定の目標スリップ率範囲内になるように、ホイールブレーキ66<sub>WB</sub>、68<sub>WB</sub>、80<sub>WB</sub>、82<sub>WB</sub>を用いて前輪66、68、後輪80、82の制動力を維持し、車両の方向安定性を高める。また、VSC制御では、車両の旋回走行時において、図示しない舵角センサからの舵角、ヨーレートセンサからのヨーレート、2軸Gセンサからの前後左右加速度などに基づいて車両のオーバーステア傾向或いはアンダーステア傾向を判定し、そのオーバーステア或いはアンダーステアを抑制するように、ホイールブレーキ66<sub>WB</sub>、68<sub>WB</sub>、80<sub>WB</sub>、82<sub>WB</sub>のいずれか、およびスロットルアクチュエータ21やRMG 70を制御する。

【0033】図7は、上記ハイブリッド制御装置104などの制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。図7において、4WD開始判定手段130は、4輪駆動状態の開始条件すなわち2輪駆動状態から4輪駆動状態への切替条件が成立したか否かを、車両の運転走行状態に基づいて判定する。たとえば、車両の発進走行、

車輪のスリップ、アンダーステア、旋回走行、加速走行、高負荷走行、減速走行のいずれかに基づいて4輪駆動開始条件が成立したと判定する。実スリップ率算出手段132は、主駆動輪である前輪66、68の回転速度N<sub>F</sub>を左前輪車輪66の回転速度N<sub>FL</sub>と右前輪車輪68の回転速度N<sub>FR</sub>との平均値を求めることにより算出するとともに、副駆動輪である後輪80、82の回転速度N<sub>R</sub>を左後輪車輪80の回転速度N<sub>RL</sub>と右後輪車輪82の回転速度N<sub>RR</sub>との平均値を求めることにより算出し、それら前輪66、68の回転速度N<sub>F</sub>と後輪80、82の回転速度N<sub>R</sub>との差(N<sub>F</sub>-N<sub>R</sub>)を前輪回転速度N<sub>F</sub>および後輪回転速度N<sub>R</sub>のいずれか低い値で除することに基づいて実スリップ率S〔=100%×(N<sub>F</sub>-N<sub>R</sub>)/min(N<sub>F</sub>, N<sub>R</sub>)〕を逐次算出する。また、目標スリップ率設定手段134には、望ましい4輪駆動を得るために予め求められた目標スリップ率S<sup>0</sup>が設定され、記憶されている。この目標スリップ率S<sup>0</sup>は一定値でもよいが、4輪駆動の走行状態に応じて相互に異なる値とされてもよい。

【0034】トルク配分フィードバック制御手段136は、上記実スリップ率Sと目標スリップ率S<sup>0</sup>とのスリップ率偏差δ<sub>srl</sub>〔=S<sub>1</sub>-S<sup>0</sup><sub>1</sub>〕を算出し、たとえば数式1に示す予め設定されたフィードバック制御式を用いて上記スリップ率偏差δ<sub>srl</sub>が解消するようにすなわち実スリップ率Sと目標スリップ率S<sup>0</sup><sub>1</sub>とが一致するように、制御操作量である後輪トルク分担比R<sub>r</sub>を算出する。この後輪トルク分担比R<sub>r</sub>は、4輪駆動時において運転者要求トルクに対応する車両の駆動力(駆動トルク)のうちの後輪80、82が分担する比率であり、1より小さい値である。したがって、前輪トルク分担比は(1-R<sub>r</sub>)となる。

【0035】(数式1)

$$R_r = WR_r + K_{p1} \cdot \delta_{srl} + K_{d1} \cdot d\delta_{srl}/dt + K_{i1} \cdot \int \delta_{srl} dt + C_1$$

但し、WR<sub>r</sub>は後輪荷重分担比、K<sub>p1</sub>は比例定数すなわち比例項ゲイン、K<sub>d1</sub>は微分定数すなわち微分項ゲイン、K<sub>i1</sub>は積分定数すなわち積分ゲイン、C<sub>1</sub>は定数である。

【0036】そして、第2原動機作動制御手段138は、前記トルク配分フィードバック制御手段136から出力されたトルク配分たとえば後輪トルク分担比R<sub>r</sub>と運転者要求駆動力T<sub>drv</sub>とに基づいて、そのトルク配分が達成されるようにRMG 70を作動させる。すなわち、運転者要求トルクT<sub>drv</sub>と後輪トルク分担比R<sub>r</sub>とから後輪トルク(T<sub>drv</sub>×R<sub>r</sub>)を算出し、その後輪トルクが出力されるようにRMG 70を駆動するのである。この運転者要求トルクT<sub>drv</sub>は、たとえば図9に示す予め記憶された関係から車速Vおよびスロットル開度θに基づいて算出される。

【0037】トラクション制御中判定手段140は、前



記ブレーキ制御装置108によるトラクション(TRC)制御の実行中であるか否かを判定する。フィードバック制御作動変更手段142は、トラクション制御中判定手段140によりトラクション制御中であると判定された場合には、上記トルク配分フィードバック制御手段136によるフィードバック制御作動を、後輪トルク分担比 $R_r$  すなわちRMG70の駆動力が数式1の場合よりも増加するように、好ましくは、4輪駆動状態の車両の駆動力が低下しないように、或いは運転者要求トルク $T_{drv}$  が略維持されるように変更する。

【0038】たとえば、フィードバック制御作動変更手段142は、トラクション制御中において、数式1のフィードバック制御式の制御偏差値である前記スリップ率偏差 $\delta_{sr1}$  ( $=S_1 - S^0_1$ )、またはそのスリップ率偏差 $\delta_{sr1}$  を算出するための制御目標値である目標スリップ率 $S^0_1$  および実値である実スリップ率 $S_1$  の少なくとも一方を、制御式の出力値である後輪80、82のトルク分担率(後輪トルク分担比 $R_r$ )を数式1の場合よりも上昇させるように変更する。たとえば、スリップ率偏差 $\delta_{sr1}$  或いは実スリップ率 $S_1$  を所定値だけ増加させた値 $\delta_{sr2}$  或いは $S_2$  としたり、目標スリップ率 $S^0_1$  を所定値だけ減少させた値 $S^0_2$  とすることにより、数式1により算出される後輪トルク分担比 $R_r$  を増加させる。

【0039】或いは、フィードバック制御作動変更手段142は、上記とは別に或いは上記に併せて、トラクション制御の実行中は、トルク配分フィードバック制御手段136により用いられるフィードバック制御式のフィードバックゲイン $K_{p1}$ 、 $K_{d1}$ 、 $K_{i1}$ を、RMG70により駆動される後輪80、82のトルク分担率(後輪トルク分担比 $R_r$ )を上昇させるように変更する。たとえば、フィードバックゲイン $K_{p1}$ 、 $K_{d1}$ 、 $K_{i1}$ の少なくとも1つを、それらよりも所定値だけ大きい値 $K_{p2}$ 、 $K_{d2}$ 、 $K_{i2}$ に更新し、定数 $C_1$ を $C_2$ に変更することにより、数式1により算出される後輪トルク分担比 $R_r$ を数式1の場合よりも増加させる。

【0040】或いは、フィードバック制御作動変更手段142は、上記とは別に或いは上記に併せて、トラクション制御の実行中は、トルク配分フィードバック制御手段136により用いられる数式1のフィードバック制御式から得られた制御出力値である後輪トルク分担比 $R_r$ を、所定値だけ増加側に補正することにより逐次変更する。

【0041】図8は、前記ハイブリッド制御装置104などの制御作動の要部を説明するフローチャートである。図7において、前記4WD開始判定手段130に対応するSA1では、4輪駆動の開始条件が成立したか否かが車両の運転状態に基づいて判断される。このSA1の判断が否定される場合は、後輪トルク分担比 $R_r$ が零に設定された後、前記第2原動機作動制御手段138に

対応するSA6において、運転者の要求駆動トルク $T_{drv}$  および上記後輪トルク分担比 $R_r$ に基づいて後輪80、82の駆動トルクが算出され、RMG70からその駆動トルクが出力される。この場合は、上記SA2において後輪トルク分担比 $R_r$ が零に設定されているので、RMG70の出力トルクは零とされ、専ら前輪66、68の駆動力で走行する2輪走行が行われる。

【0042】しかし、上記SA1の判断が肯定されると、前記トラクション制御中判定手段140に対応するSA3において、前記ブレーキ制御装置108によるトラクション制御の実行中であるか否かが判断される。このSA3の判断が否定される場合は、前記トルク配分フィードバック制御手段136に対応するSA4において、実スリップ率 $S$ と目標スリップ率 $S^0$ とのスリップ率偏差 $\delta_{sr1}$  ( $=S_1 - S^0_1$ )が算出され、たとえば数式1に示す予め設定されたフィードバック制御式から実際のスリップ率偏差 $\delta_{sr1}$ に基づいてそれが解消するような後輪トルク分担比 $R_r$ が算出される。次いで、前記第2原動機作動制御手段138に対応するSA6において、運転者の要求駆動トルク $T_{drv}$  および上記後輪トルク分担比 $R_r$ に基づいて後輪80、82の駆動トルク( $T_{drv} \times R_r$ )が算出され、後輪80、82からその駆動トルクが出力されるようにRMG70が駆動される。

【0043】トラクション制御中は上記SA3の判断が肯定されるので、前記フィードバック制御作動変更手段142に対応するSA5において、上記SA4の場合よりも後輪トルク分担比 $R_r$ が大きい値となるように、フィードバック制御作動が変更される。たとえば、数式1のフィードバックゲイン $K_{p1}$ 、 $K_{d1}$ 、 $K_{i1}$ をそれよりも所定値だけ大きい値 $K_{p2}$ 、 $K_{d2}$ 、 $K_{i2}$ に変更したフィードバック制御式が用いられることにより後輪トルク分担比 $R_r$ が算出される。そして、SA6では、運転者の要求駆動トルク $T_{drv}$  および上記後輪トルク分担比 $R_r$ に基づいて後輪80、82の駆動トルク( $T_{drv} \times R_r$ )が算出され、後輪80、82からその駆動トルクが出力されるようにRMG70が駆動される。これにより、トラクション制御中において車両の駆動力を確保するために、数式1を用いた場合よりも大きな駆動トルクが後輪80、82から出力される。

【0044】以下において、上記本実施例の作動を図10のタイムチャートを用いて説明する。たとえば凍結路などの低 $\mu$ 路のために $t_1$ 時点において4輪駆動走行が開始されたとすると、トラクション制御が実行されない場合は、実線に示すように、前輪66、68のスリップにより前輪回転速度 $N_f$  および実スリップ率 $S$ が変化し、運転者要求トルク $T_{drv}$  が維持されるように数式1のフィードバック制御式に従って後輪トルク分担比 $R_r$ が実線に示すように増加させられる。そして、この走行が継続するうちに前輪66、68のスリップが収束して

前輪回転速度 $N_f$ が低下するにもなって後輪トルク分  
担比 $R_r$ も本来の値たとえば0.5程度に低下させられ  
る。しかし、トラクション制御が実行される場合は、そ  
のトラクション制御の効果によって前輪回転速度 $N_f$ お  
よび実スリップ率 $S$ の上昇が抑制されるので、数式1の  
フィードバック制御式を用いた場合には、スリップ率偏  
差 $\delta_{sr1} (=S_1 - S^0_1)$ が小さくなって後輪トルク  
分担比 $R_r$ がそれほど増加させられず、車両全体の駆動  
力が小さくなって運転者要求トルク $T_{drv}$ を下回り、車  
両の動力性能が得られなかったのである。すなわち、ト  
ルク配分フィードバック制御136によってフィードバ  
ック制御作用によりRMG70のトルク配分が調節され  
ると、そのトラクション制御の実行によりエンジン14  
(第1原動機)により駆動される前輪66、68のスリ  
ップが抑制されて前後輪の実スリップ率 $S_1$ が目標値 $S^0_1$   
に接近させられるので、制御装置104は上記トル  
ク配分のフィードバック制御効果が得られたように見  
て、RMG70(第2原動機)の出力すなわち後輪8  
0、82へのトルク配分を小さくするので、車両の動力  
性能が低下させられてしまうのである。

【0045】しかしながら、本実施例によれば、フィ  
ードバック制御作用変更手段142(SA5)において、  
たとえば、数式1のフィードバックゲイン $K_{p1}$ 、 $K_{d1}$ 、  
 $K_{i1}$ をそれよりも所定値だけ大きい値 $K_{p2}$ 、 $K_{d2}$ 、 $K_{i2}$   
に変更したフィードバック制御式が用いられることによ  
り、数式1のフィードバック制御式の場合よりも大きな  
値の後輪トルク分担比 $R_r$ が算出されるので、トルク分  
担比 $R_r$ が大きい値となるように、フィードバック制御  
作用が変更される。このため、トラクション制御中にお  
いて数式1の場合よりも大きな駆動トルクが後輪80、  
82から出力され、車両の動力性能が確保されるのであ  
る。図10には、理解を容易にするために、フィードバ  
ック制御作用変更手段142により目標スリップ率 $S^0_2$   
が小さく変更された場合が示されている。この場合で  
も、スリップ率偏差 $\delta_{sr2} (=S_2 - S^0_2)$ が大きく  
得られることから、フィードバック制御式により算出さ  
れる後輪トルク分配比 $R_r$ も大きくなるので、大きな駆  
動トルクが後輪80、82から出力され、車両の動力性  
能が得られるのである。実スリップ率 $S_1$ がそれよりも  
大きい $S_2$ に変更されたり、算出されたスリップ率偏差  
 $\delta_{sr2}$ を所定値だけ大きくするように補正したりしても  
上記と同様の効果が得られるし、数式1のフィードバ  
ック制御式により算出された制御出力値である後輪トルク  
分配比 $R_r$ を直接所定値だけ大きくするように補正し  
たりしても上記と同様の効果が得られる。

【0046】以上、本発明の一実施例を図面に基いて  
説明したが、本発明は他の態様においても適用される。

【0047】たとえば、前述の実施例の4輪駆動車両で  
は、空気および燃料の混合気が燃焼させられることによ  
り作動させられる内燃機関であるエンジン14と、電気

モータおよび発電機として選択的に機能するモータジェ  
ネレータ(以下、MGという)16と、ダブルピニオン  
型の遊星歯車装置18と、変速比が連続的に変化させら  
れる無段変速機20とを同心に備えた主駆動装置10に  
より主駆動輪である前輪66、68が駆動されていた  
が、専らエンジン14により、或いは専らモータジェネ  
レータにより前輪66、68が駆動される4輪駆動車両  
であってもよい。

【0048】また、前述の実施例では、後輪80、82  
がRMG70を備えた副駆動装置12により駆動される  
4輪駆動車両であったが、RMG70に代わる油圧モー  
タが後輪80、82を駆動する4輪駆動車両であっても  
よい。この油圧モータは、たとえばエンジン14により  
回転駆動される油圧ポンプから圧送される作動油により  
作動させられる。

【0049】また、前述の実施例の車両では、前輪6  
6、68が主駆動装置10により駆動され、後輪80、  
82が副駆動装置12により駆動される4輪駆動車両で  
あったが、逆に、前輪66、68が副駆動装置12によ  
り駆動され、後輪80、82が主駆動装置10により駆  
動される4輪駆動車両であってもよい。

【0050】以上、本発明の実施例を図面に基いて詳  
細に説明したが、これはあくまでも一実施形態であり、  
本発明は当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を加  
えた態様で実施することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例の制御装置を備えた4輪駆動  
車両の動力伝達装置の構成を説明する骨子図である。

【図2】図1の遊星歯車装置を制御する油圧制御回路の  
要部を説明する図である。

【図3】図1の4輪駆動車両に設けられた制御装置を説  
明する図である。

【図4】図3のエンジン制御装置により制御されるエン  
ジンの運転点の目標である最良燃費率曲線を示す図であ  
る。

【図5】図3のハイブリッド制御装置により選択される  
制御モードを示す図表である。

【図6】図3のハイブリッド制御装置により制御される  
ETCモードにおける遊星歯車装置の作動を説明する共  
線図である。

【図7】図3のハイブリッド制御装置などの制御機能の  
要部を説明する機能ブロック線図である。

【図8】図3のハイブリッド制御装置などの制御作用の  
要部を説明するフローチャートであって、出力トルク領  
域切換および後輪切換制御ルーチンを示す図である。

【図9】図7の第2電動機作動制御手段において、運転  
者要求トルクを算出するための予め記憶された関係を示  
す図である。

【図10】図8の制御作用を説明するタイムチャートで  
ある。

## 【符号の説明】

14：エンジン（第1原動機）

66、68：前輪

70：リヤモータジェネレータ（第2原動機）

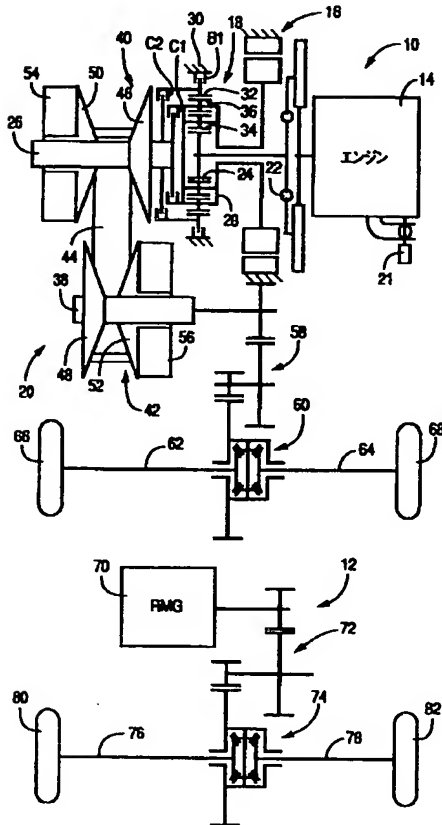
80、82：後輪

108：ブレーキ制御装置（トラクション制御手段）

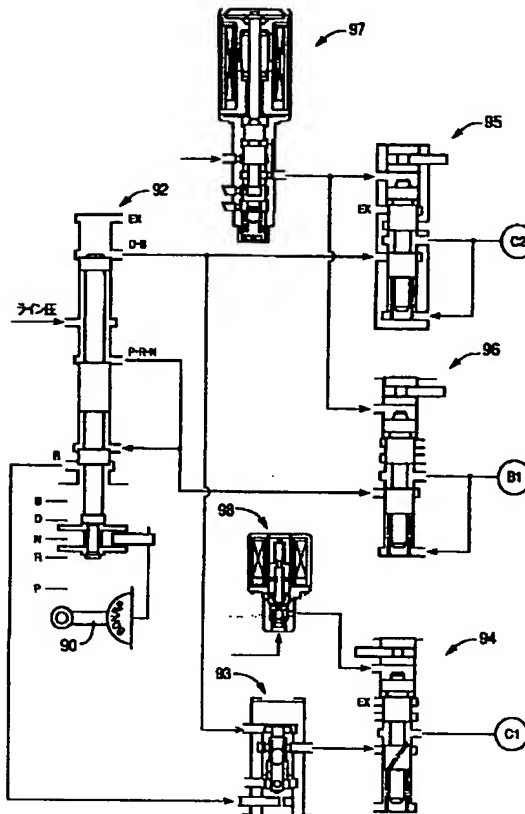
136：トルク配分フィードバック制御手段

142：フィードバック制御動作変更手段

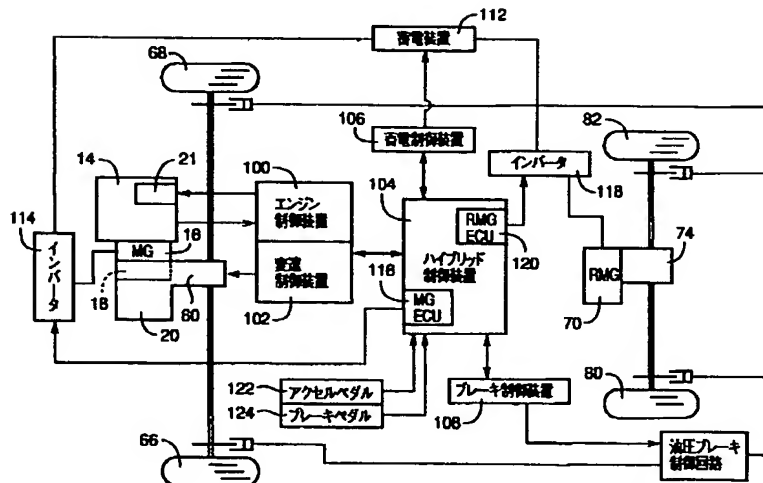
【図1】



【図2】



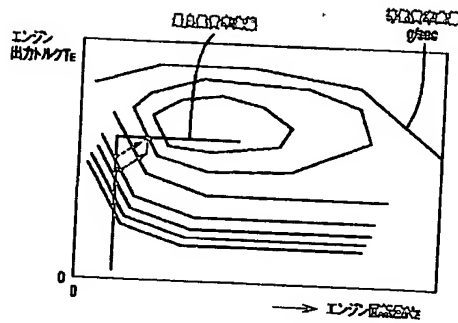
【図3】



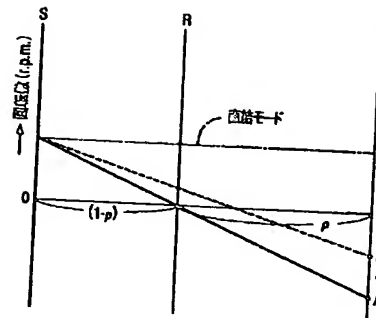
【図5】

レンジ	モード	条件要素	C1	C2	B1
B,D	ETCモード		×	○	×
	駆動モード		○	○	×
	モータ走行モード		○	×	×
N,P	ニュートラルモード1,2		×	×	×
	充電Eng.経過		×	×	○
R	モータ走行モード		○	×	×
	アプリケーション走行モード		○	×	○

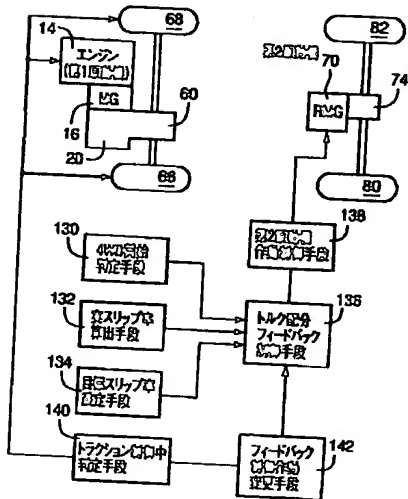
【図4】



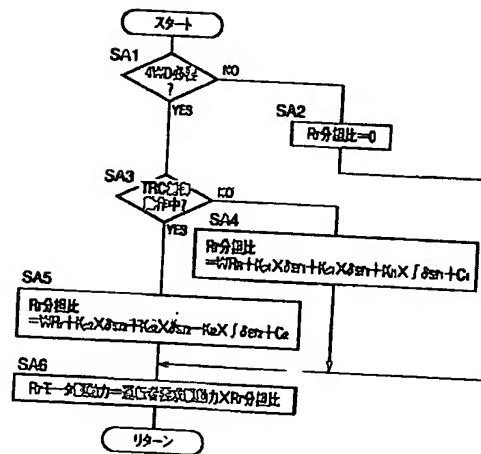
【図6】



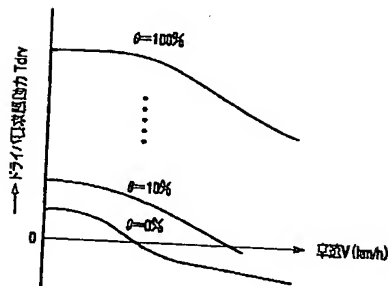
【図7】



【図8】



【図9】



【図10】

